

⑫ 特 許 公 報 (B 2) 昭58-43609

⑬ Int.Cl.³

F 16 C 19/36
33/66

識別記号

庁内整理番号

7127-3 J
8012-3 J

⑭ 公告 昭和58年(1983) 9月28日

発明の数 1

(全 4 頁)

1

2

⑮ ころ軸受

審 判 昭54-15945

⑯ 特 願 昭50-154790

⑰ 出 願 昭50(1975)12月26日

⑱ 公 開 昭52-79156

⑲ 昭52(1977) 7月4日

⑳ 発 明 者 中村 剛

平塚市穂 264-18

㉑ 出 願 人 日本精工株式会社

東京都千代田区丸の内 2 丁目 3 番
2 号

㉒ 引用文献

特 公 昭42-6925 (JP, B1)

特 公 昭46-29801 (JP, B1)

㉓ 特許請求の範囲

1 ころの端面を支承する少なくとも 1 個のつばを有し、かつつばの内側面と軌道とのつながり部に研削用の逃げ溝を有するころ軸受において、前記逃げ溝を通常のころ軸受における逃げ溝よりも大きくして使用するころの端面の面取部とこれに続く端面部とのつながり部の軌道側の一部が前記逃げ溝と対向して位置できるようにし、かつ前記逃げ溝に続く残りの内側面の全部または一部にころ端面との間にくさび状の油膜空間を形成するためのゆるやかなテーパ面あるいは前記テーパ面に近い大きな曲面によるテーパ状面を有することを特徴としたころ軸受。

発明の詳細な説明

この発明は、円筒ころ軸受、円すいころ軸受、などのころ軸受に関し、特にころ端面を支承するつばの内側面(案内面)ところ端面との相互すべり接触部の改良に関するものである。

一般に知られているころ軸受のうち、円すいころ軸受などは大きなスラスト荷重が受けられるように設計されているが、最近ではラジアル荷重を

受ける場合に広く使用されていた円筒ころ軸受にも比較的大きなスラスト荷重が受けられるように設計され自動車、鉄道車輛、電動機などの分野にも採用されつゝある。

5 ところが従来のころ軸受のほとんどは、スラスト荷重を受けた際、ころ端面とつばの内側面とが比較的大きな面接触となることから潤滑条件によつては接触面に潤滑不良が生じて発熱、焼付き、かじりなどが生じやすく必ずしも満足すべきものでない。

10 特に上記の焼付きやかじりは、ころ端面の面取部とこれに続く端面部とのつながり部がつばの内側面と接触する場合に顕著に現れてくるのが判つた。

15 はじめに、円筒ころ軸受を例示して前述の焼付きやかじりの生じる原因について説明する。周知の通り、円筒ころ軸受のスラスト荷重は、内外輪つばところ端面とのすべり接触部で受ける。

20 このすべり接触部に、油膜圧力を発生しやすいように形状、表面あらさ、潤滑条件などを選定確保し、すべり軸受の油膜圧力によつてスラスト荷重を受ければ摩擦抵抗や発熱も少なく、つばおよびころ端面にかじりなどの生じることもほとんどないが、油膜圧力の発生しにくい条件下では金属接触が生じ、摩擦力が増え発熱が大きくかじりを生じて使用不能におち入る。

25 ところが、従来の円筒ころ軸受のうち、スラスト荷重が受けられるように設計された実願昭50-76800号に開示した、例えば第1図に示す n u p 形の軸受のように、外輪 1 a の固定つば 1 1 a, 1 1 a の内側面と軌道 1 2 a とが交わる隅部および内輪 2 a の固定つば 2 1 a と軌道 2 2 a とが交わる隅部にはそれぞれ逃げ溝 G a が形成されている。そして前記逃げ溝 G a に続くつばの内側面は第2図に示すように、軸方向の外方に θ a だけ傾いて拡がったテーパ面をなし、ころ 3 a の端面との間にくさび形(V形状)の油膜空間 S a

を残存させ油膜が生じやすく形成されている。

しかしながら上記油膜の発生は、第2図に示すように逃げ溝G aの高さ H_{a1} とつばの面取部と端面とのつながり部31 aの高さ H_{a2} との相対関係に左右されることが実験的に確認された。すなわち、ころ端面のつばに対する相対運動は第3図に示すように前記くさび形の油膜空間S aに対して油膜圧力を発生させる矢印P a方向のすべり速度成分を含んでいるので、前記構成にあつては、軸受の回転によつて油膜に圧力が発生しスラスト荷重による焼付きやかじりが防止されるはずである。

ところが、前記第2図に示した軸受のもつた隅部の逃げG aは、軌道とつばの内側面を研削する際に必要な研削逃げであり、その大きさ(高さ)は $H_{a1} < H_{a2}$ の関係にある。すなわち、ころ端面の面取部32 aとこれに続く端面33 aとのつながり部31 aが各つば(第1図に示すつば輪形式も含む)の内側と接触する構造となっており、前記つながり部31 aがつばの内側面に対して描くトロコイド曲線が前記つながり部31 aと対向する位置でその方向が変りその速度成分がゼロとなるので、つながり部31 aの近傍では油膜圧力が発生しにくく、なつて不都合な金属接触が起つて発熱やかじりが生じやすくなる。そして、このことは円筒ころ軸受に限らずつば付きの円すいのころ軸受についてもいえる。

この発明は、ころ端面の面取部とこれに続く端面とのつながり部とつばの内側面との間に圧力油膜を発生させてスラスト荷重による上記の欠点を除去することを目的としたころ軸受を提供するものである。

次にこの発明を第4図ないし第8図に示す各実施例について説明すると、1は外輪、2は内輪、3はころである。

はじめに第4図ないし第6図に示すn u p形の円筒ころ軸受について説明すると、外輪1は軌道11の両端側に固定つば12、12を有し、また内輪2は軌道21の一端側に固定つば22を備え、他端側に別個に形成されたつば(つば輪)22'が形成されている。そして、前記各つばの内側面のうち軌道と交わる隅部には通常のこの種軸受における逃げ溝よりも大きい逃げ溝Gが形成されている。そして、この逃げ溝Gは、第5図に示すようにころ3の面取部31とこれに続く端面部32と

のつながり部33までの高さ H_1 よりも大きい高さ H_2 をもつて形成されている。そして、前記逃げ溝Gに続き軸方向の外方に角度 θ をもつて広がったテーパ面Fを備え、ころ端面32との間にくさび形(V形状)の油膜空間Sが形成されている。

なお、上記実施例では、ころの端面と接してこれを支承するつばの全部に上述の如く限定された逃げ溝Gとこれに続くテーパ面Fを形成してつばの内側面を構成したが、スラスト荷重による支承をさけるといふ機能面から見れば、必ずしも全部に形成することなく仮想の対角線上にある外輪の一方のつばと内輪の一方のつば(例えば図面から見て外輪左側のつばと内輪右側のつば)に形成すれば足りる。

第7図ないし第8図は、前述の限定された逃げ溝Gおよびこれに続く案内面Fを他のつば付きころ軸受に適用した実施例を示すもので、第7図は単列円すいころ軸受の大径24への適用例であり、また第8図は外輪1の大径側に位置する分離形のつば(つば輪)13と該つばと対角線上で対向する内輪2の小径側のつば25への適用例である。

特に上記各実施例にあつては、作図の関係から逃げ溝Gに続く案内面をテーパ面としたが、前記テーパ面に近い大きな円弧の一部による曲面状としたテーパ状面として実施することもある。

以上述べたように、この発明のころ軸受にあつては、ころ端面を支承するつばの内側面ところ端面との接触面の潤滑を考慮し、つばの内側面を前述のような構成としたので、軸受の回転に伴ないころが回転しころ端面の面取部とこれに続く端面とのつながり部がつばの内側面に対して描くトロコイド曲線の方角の変る位置、換言すれば、油膜空間に対して油膜圧力を発生させるすべり速度成分がゼロとなる部分が逃げ溝の中に位置している。従つて、ころ端面のつば内側面に対する相対運動は、第6図に示すように、くさび形の油膜空間Sに対して矢印P方向に油膜圧力を発生させる方向のすべり速度成分によつて油膜に圧力が発生し、互の金属接触がさけられ、互の接触部に発熱やかじりの生じることも著しく軽減され軸受寿命を大幅に延長させることができる。

なお当然のことであるが、つばや逃げ溝の形状、大きさなど実施例に限定されるものではなく、請求の範囲内で適宜変更して実施するものである。

6

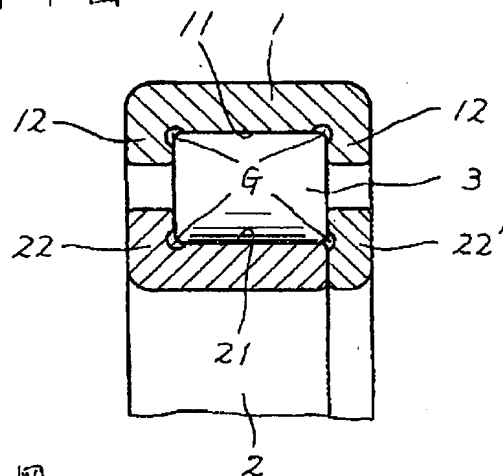
第1図はこの発明の開発過程における円筒ころ軸受を示す縦断側面図、第2図は第1図におけるつばところとの関係を示す要部断面図、第3図は第2図の関係における油膜圧力の分布を示す説明図、第4図はこの発明のころ軸受のうち円筒ころ軸受の一実施例を示す第1図相当図、第5図は第4図におけるつばところとの関係を示す要部断面

5 実施例の符号中、1は外輪、2は内輪、3はこ
ろ、Gは溝げ溝、Fはテーパ面、Sは油膜空間で
ある。

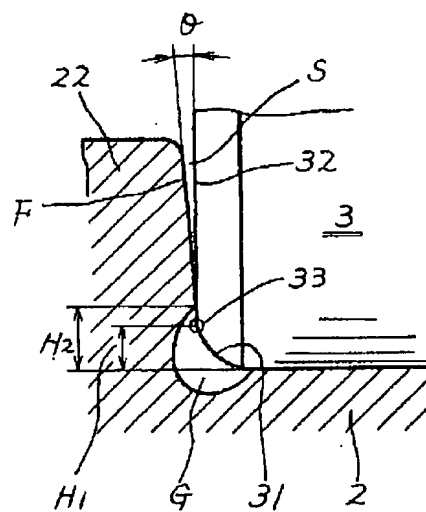
第 3 図

Pressure distribution diagram showing a vertical shaft (31) and a horizontal base (2a). The shaft is subjected to a downward pressure P_a . The pressure distribution curve (3a) is shown, indicating the pressure distribution along the shaft. The diagram also shows a cross-section of the shaft (21a) and the base (2a) with a curved profile (32a) and a horizontal section (32a). The pressure distribution curve (3a) is labeled with '31' and '32a'.

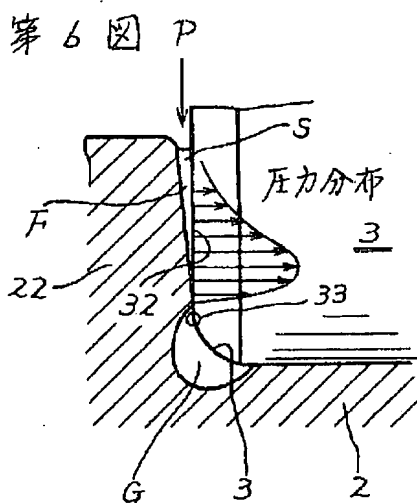
第 4 図



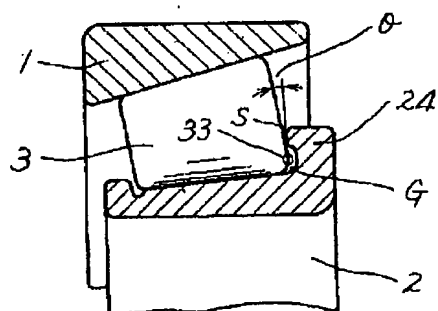
第 5 図



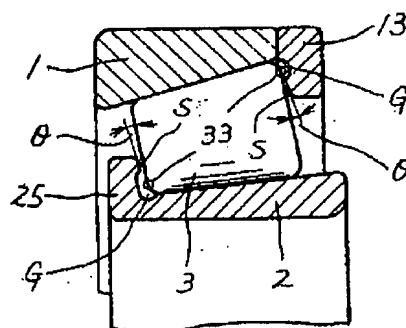
第 6 図 P



第 7 圖



第 8 圖



JP 56-17415

English Abstract

A cylindrical roller bearing is described, including an outer ring 1, an inner ring 2 and a cylindrical roller 4, wherein at least one of the outer and inner rings 1 and 2 has a guide collar 3 thereon and the end faces 9 of the cylindrical roller 4 are supported by the guide surface 7 of the guide collar 3. In a cross-sectional plane passing the axial line of the bearing, the guide surface 7 of the guide collar 3 is formed by a tapered surface that is inclined with respect to the radial direction in a two-step manner in a certain angle, from the side edge of the railway surface toward the axially outer side of the bearing. Also, the axial movement of the roller 4 is suppressed as much as possible. The end faces of the roller are worn more slowly in such a bearing, the inner or outer ring with such a guide collar can be molded more easily, and such a bearing is suitably applied to a high-speed spindle apparatus.